

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-161015
 (43)Date of publication of application : 13.06.2000

(51)Int.Cl. F01K 23/10
 C25B 1/04
 F01D 1/14
 F01K 21/04
 F01K 25/00
 F01K 25/10
 F02C 3/22
 F02C 3/30
 F02C 6/18

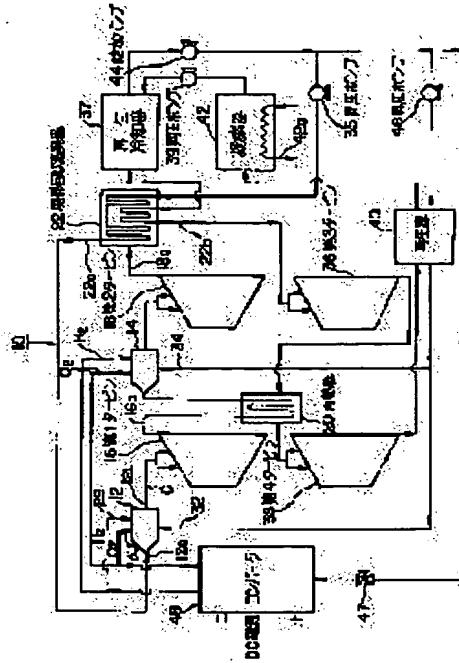
(21)Application number : 10-368423 (71)Applicant : HATANAKA TAKESHI
 (22)Date of filing : 19.11.1998 (72)Inventor : HATANAKA TAKESHI

(54) CLOSED-CYCLE POWER SYSTEM

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a closed-cycle power system which has high thermal efficiency, is formed small and light, and is manufactured at a low cost.

SOLUTION: In this closed-cycle power system, expansion turbines 16, 18 are driven by steam working fluid of combustors 12, 14 and organic operational fluid is produced from a low building point organic mixed solvent in an exhaust heat recovery evaporator 22 by turbine exhaust. Thereby, an expansion turbine 36 is driven and the exhaust of the expansion turbine 36 is condensed by a condenser 42. While, feed water is produced by condensing the exhaust of the exhaust heat recovery evaporator 22 by a regenerative cooler 37, the condensed organic mixed solvent is forcibly fed to the exhaust heat recovery evaporator 22 by a boosting pump 39, and feedwater is forcibly fed to the combustors 12, 14 by a boosting pump 46.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-161015

(P2000-161015A)

(43)公開日 平成12年6月13日 (2000.6.13)

(51)Int.Cl.⁷

F 01 K 23/10

識別記号

F I

テマコード⁷ (参考)

C 25 B 1/04

F 01 D 1/14

C 25 B 1/04

F 01 D 1/14

F 01 K 23/10

T 3 G 0 8 1

U 4 K 0 2 1

V

審査請求 未請求 請求項の数20 書面 (全 12 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号

特願平10-368423

(71)出願人 594207791

畠中 武史

東京都三鷹市深大寺1-5-4

(22)出願日 平成10年11月19日 (1998.11.19)

(72)発明者 畠中 武史

東京都三鷹市深大寺1-5-4

F ターム(参考) 3G081 BA02 BB04 BC07 DA04 DA06

DA07 DA14 DA16

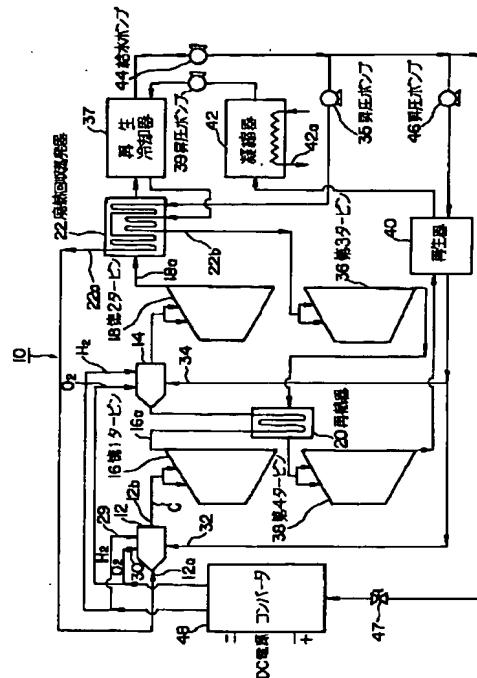
4K021 AA01 BA02 DC01 DC03 DC15

(54)【発明の名称】 密閉サイクル動力システム

(57)【要約】

【目的】 本発明は熱効率が高く、小型軽量、低コストの密閉サイクル動力システムを提供することを目的とする。

【構成】 この発明の密閉サイクル動力システムにおいて、コンバスタ (12, 14) の蒸気作動流体より膨張タービン (16, 18) を駆動し、タービン排気により排熱回収蒸発器 (22) で低沸点有機混合溶媒から有機作動流体を生成し、これにより膨張タービン (36) を駆動し、膨張タービン (36) の排気を凝縮器 (42) で液化し、一方、排熱回収蒸発器の排気を再生冷却器 (37) で復水させて給水を生成し、凝縮された有機混合溶媒を昇圧ポンプ (39) で排熱回収蒸発器に圧送し、給水を昇圧ポンプ (46) でコンバスタに圧送するようにしたものである。



【特許請求の範囲】

【請求項1】高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる第1および第2蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えた第1および第2コンバスタと、第1蒸気作動流体により駆動される第1タービンと、第2蒸気作動流体により駆動される第2タービンと、第2タービンのアウトレットに接続されていて第2タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒から有機作動流体を生成する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第3タービンと、第3タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒に変換する凝縮器と、排熱回収蒸発器を通過した第2タービンの排気を冷却液化して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高圧給水として第1および第2コンバスタの蒸気発生手段に供給する第1昇圧ポンプ手段と、液相の有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第2昇圧ポンプ手段とを備え、第1タービンのアウトレットが第2コンバスタに連通する密閉サイクル動力システム。

【請求項2】請求項1において、さらに、冷却手段に接続されて給水の一部を供給する管路手段と、管路手段に接続されて給水の一部を水素と酸素に分解して第1および第2コンバスタの燃焼室に供給するコンバータとを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項3】請求項1または2において、冷却手段が排熱回収蒸発器と凝縮器との間に接続された再生冷却器からなり、再生冷却器が有機混合溶媒と排熱回収蒸発器を経由した第2タービンの排気とを熱交換しながら給水を生成する密閉サイクル動力システム。

【請求項4】請求項1または2において、さらに、給水の一部を加圧して排熱回収蒸発器を介して第1コンバスタに供給する第3昇圧ポンプ手段を備え、排熱回収蒸発器が給水の一部を冷却用蒸気に変換する密閉サイクル動力システム。

【請求項5】請求項4において、第1および第2コンバスタがそれぞれ燃焼室に開口している水素供給管と、燃焼室に開口している酸素供給管と、冷却蒸気と高圧冷却蒸気との混合蒸気を燃焼室に供給する混合室と、蒸気発生手段の上流側に形成されていて排熱回収蒸発器に接続された冷却蒸気導入室とを備え、蒸気発生手段が燃焼室と冷却蒸気導入室との間に形成された高圧蒸気発生室と、高圧蒸気発生室内に配置されて高圧給水を噴射するためのスプレーノズルと、冷却蒸気を冷却蒸気導入室から燃焼室に流入させるための複数の通路とを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項6】請求項1または2において、さらに、第3タービンの排気により駆動される第4タービンと、第4タービンのアウトレットと凝縮器との間に接続された再生器とを備え、再生器が第1昇圧ポンプ手段で加圧された給水を第4タービンの排気で予熱する密閉サイクル動

力システム。

【請求項7】請求項6において、さらに、第3タービンのアウトレットと第4タービンのインレットとの間に配置された再熱器を備え、第3タービンの排気が再熱器で第1タービンの排気で加熱されて第4タービンに供給される密閉サイクル動力システム。

【請求項8】請求項1または2において、有機混合溶媒が75～95重量%のメチルアルコールと5～25重量%のアンモニアからなる密閉サイクル動力システム。

【請求項9】請求項6において、第1ないし第4タービンがそれぞれ流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通していて作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段をラジアル面に有するステータと、ステータに対向して配置されたタービンロータとを備え、タービンロータのラジアル面がステータの旋回ジェット流発生手段に対面する複数のタービン動翼とを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項10】請求項9において、第1および第2タービンならびに第3および第4タービンがそれぞれ共通のタービンハウジングに収納されている密閉サイクル動力システム。

【請求項11】高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えたコンバスタと、蒸気作動流体により駆動される第1タービンと、第1タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒を有機作動流体に変換する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第2タービンと、排熱回収蒸発器を経由した第1タービンの排気を冷却凝縮して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧してコンバスタに高圧給水として供給する第1昇圧ポンプと、第2タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒を生成する凝縮器と、有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第2昇圧ポンプとを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項12】請求項11において、さらに、冷却手段に接続されて給水の一部を供給する管路手段と、管路手段に接続されて給水の一部を水素と酸素に分解して第1および第2コンバスタの燃焼室に供給するコンバータとを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項13】請求項11または12において、冷却手段が排熱回収蒸発器と凝縮器との間に接続された再生冷却器からなり、再生冷却器が第1タービンの排気を給水に変換するとともに有機混合溶媒を予熱する密閉サイクル動力システム。

【請求項14】請求項11または12において、さらに、給水の一部を排熱回収蒸発器を介してコンバスタに加圧して供給する第3昇圧ポンプを備え、排熱回収蒸発器が給水の一部を冷却用蒸気に変換する密閉サイクル動力システム。

【請求項15】請求項14において、コンバスタが燃焼

室に開口している水素供給管と、燃焼室に開口している酸素供給管と、冷却蒸気と高圧冷却蒸気との混合蒸気を燃焼室に供給する混合室と、蒸気発生手段の上流側に形成されていて排熱回収蒸発器に接続された冷却蒸気導入室とを備え、蒸気発生手段が燃焼室と冷却蒸気導入室との間に形成された高圧蒸気発生室と、高圧蒸気発生室内に配置されて高圧給水を噴射するためのスプレーノズルと、冷却蒸気を冷却蒸気導入室から燃焼室に流入させるための複数の通路とを備える密閉サイクル動力システム。

【請求項16】請求項13において、さらに、第2タービンと凝縮器との間に配置された再生器を備え、再生器が第2タービンの排気熱により第1昇圧ポンプで加圧された給水を予熱する密閉サイクル動力システム。

【請求項17】請求項11または12において、有機混合溶媒が75～95重量%のメチルアルコールと5～25重量%のアンモニアからなる密閉サイクル動力システム。

【請求項18】請求項11または12において、第1および第2タービンがそれぞれ流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通していてラジアル面に作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段を有するステータと、ステータに對向して配置されたタービンロータとを備え、タービンロータのラジアル面がステータの旋回ジェット流発生手段に對面する複数のタービン動翼を備える密閉サイクル動力システム。

【請求項19】高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する高圧蒸気発生手段と水素および酸素との燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成するコンバスターと、蒸気作動流体により駆動されるタービンと、タービンの排気を冷却して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高圧給水として蒸気発生手段に供給する昇圧ポンプとを備え、タービンがコンバスターに連通する流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通するステータと、ステータに對向して配置されたタービンロータとを備え、ステータのラジアル面が作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段を備え、タービンロータのラジアル面が旋回流発生手段に對面する複数のタービン動翼を備える密閉サイクル動力システム。

【請求項20】請求項19において、さらに、冷却手段に接続されて給水の一部を供給する管路手段と、管路手段に接続されて給水の一部を水素と酸素に分解して第1および第2コンバスターの燃焼室に供給するコンバータとを備える密閉サイクル動力システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は水素燃焼ガスタービンに関し、とくに、水素燃焼型密閉サイクル動力システムに関する。

【0002】

【従来の技術】米国特許第5, 177, 952号には水素燃焼動力システムにおいて、タービンで膨張した蒸気を復水器で凝縮して給水を生成し、給水の一部を電解装置で水素と酸素に分解して、これらをコンバスターに供給して高圧高圧蒸気を発生させ、これをタービンに循環させるシステムが開示されている。このシステムにおいて、第1に、タービンで膨張した高圧低圧の水蒸気を復水器で復水させているが、復水器によって系外へ大量の熱量が放出されるため、熱効率が悪い。そのため、装置が大型化し、コストアップの要因となっていた。第2に、タービンの膨張蒸気の一部を復水器で冷却した後、この蒸気をコンプレッサで圧縮して再生器を介してコンバスターに冷却用蒸気として給送しているが、コンプレッサはタービンの軸動力の1/2～1/3のエネルギーを消費するため、利用可能なタービン出力が著しく低下して熱効率が悪くなる。

【0003】米国特許第5, 331, 806号にはタービンの排気側をコンプレッサの吹込側に接続することにより、コンプレッサが水蒸気を圧縮して作動流体としてコンバスターに供給し、水素と酸素を燃焼させて高圧高圧蒸気を生成し、これによりタービンを駆動するようにした水素燃焼ガスタービンが開示されている。前述したように、コンプレッサはタービンの軸動力の大部分を消費するため、熱効率が悪い。しかも、コンプレッサ内部に多数の冷却水噴射ノズルを配置して外部から冷却水を供給しているが、大量の冷却水を必要とするため、ランニングコストが高くなる。さらに、コンプレッサとコンバスターとの間に分岐管を設けてコンプレッサで吸熱した蒸気の一部が系外に排出されるため、大量の熱量が放出され、熱効率が低下する。

【0004】米国特許第5, 687, 559号には不活性ガスを作動流体としたブレイトンサイクルと、水素と酸素を燃焼させて得られる水蒸気を作動流体としたランキンサイクルからなる水素燃焼ガスタービンプラントが開示されている。この特許において、ブレイトンサイクルにはコンプレッサが使用されているため、ブレイトンサイクルの出力効率が低く、ガスタービンプラントの熱効率が悪い。さらに、このプラントにおいて、高圧タービンの排気を低温熱交換器に通して復水タービンに給送しているが、復水タービンの排気を全量復水器で凝縮させるため、大量の潜熱を冷却水にすることになり、熱損失が大きくなる。しかも、復水タービンは段数が多く低圧段の容積流量が非常に大きくなり、タービン低圧部の寸法も大きくなるため、プラント全体が大きくなり製造コストも高くなる。

【0005】米国特許第5, 775, 091号には排熱回収蒸気発生器により給水を加熱して高圧蒸気および中圧蒸気を生成し、これらにより高圧タービンおよび中圧タービンを冷却した後、高圧コンバスターおよび中圧コンバスターにそれぞれ還流させるようにした水素燃料パワー

プラントが開示されている。このプラントにおいて、第1に、高圧タービンおよび中圧タービンの入口温度はいずれも1600℃の高温に達し、水蒸気腐食による信頼性が低下するため、高級な特殊材料を使用しなければならない。その上、タービンの静翼および動翼に特殊な冷却構造を形成しなければならず、タービン構造が大型化するとともにタービン構造が複雑化して製造コストが高くなる。さらに、タービンの排熱エネルギーは全てタービンの冷却蒸気発生用にのみ消費され、しかも冷却媒体の消費量が大きいため、タービンプラントの熱効率が悪い。また、低圧タービンの排気を全量復水器で凝縮させるため、大量の潜熱を冷却水すなわち系外にすることになり、これが大きな熱損失となる。しかも、経済的な面では、低圧タービンは段数が多く低圧段の容積流量が非常に大きくなり、タービン低圧部の寸法が大きくなる。また、復水器が必要となるため、建設費と運転保守の点でコスト高になる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】以上のように、従来の水素燃焼ガスタービンプラントにおいては、タービンの排熱エネルギーを復水器を介して系外に大量に放出し、あるいは、タービンの冷却媒体生成用に消費しているため、タービンプラントの熱効率が減少するという問題点が生ずる。

【0007】そこで、本発明はコンバスタに高圧の冷却水を供給することにより高圧蒸気を生成して高圧作動流体に変換するとともにタービンの入口温度を下げてタービンの冷却構造を不要とし、一方、タービンの排熱エネルギーで有機混合溶媒からなる高圧の有機作動流体を生成してこれにより第2の膨張タービンを駆動することにより、プラントの熱効率を飛躍的に向上させた密閉サイクル動力システムを提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】本願第1の発明では、密閉サイクル動力システムが高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる第1および第2蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えた第1および第2コンバスタと、第1蒸気作動流体により駆動される第1タービンと、第2蒸気作動流体により駆動される第2タービンと、第2タービンのアウトレットに接続されていて第2タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒から有機作動流体を生成する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第3タービンと、第3タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒に変換する凝縮器と、排熱回収蒸発器を通過した第2タービンの排気を冷却液化して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高圧給水として第1および第2コンバスタの蒸気発生手段に供給する第1昇圧ポンプ手段と、液相の有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第2昇圧ポンプ手段とを

備え、第1タービンのアウトレットが第2コンバスタに連通することにより達成される。

【0009】本願第2の発明では、密閉サイクル動力システムは高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する蒸気発生手段ならびに水素および酸素の燃焼生成物と高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成する燃焼室を備えたコンバスタと、蒸気作動流体により駆動される第1タービンと、第1タービンの排熱により低沸点有機混合溶媒を有機作動流体に変換する排熱回収蒸発器と、有機作動流体により駆動される第2タービンと、排熱回収蒸発器を経由した第1タービンの排気を冷却凝縮して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧してコンバスタに高圧給水として供給する第1昇圧ポンプと、第2タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒を生成する凝縮器と、有機混合溶媒を加圧して排熱回収蒸発器に供給する第2昇圧ポンプとを備えることにより達成される。

【0010】本願第3の発明では、密閉サイクル動力システムは高圧給水から冷却用高圧蒸気を生成する高圧蒸気発生手段と水素および酸素との燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成するコンバスタと、蒸気作動流体により駆動されるタービンと、タービンの排気を冷却して給水を生成する冷却手段と、給水を加圧して高圧給水として蒸気発生手段に供給する昇圧ポンプとを備え、タービンがコンバスタに連通する流体噴射ノズルと、流体噴射ノズルに連通するステータと、ステータに対向して配置されたタービンロータとを備え、ステータのラジアル面が作動流体の旋回ジェット流を発生させる旋回ジェット流発生手段を備え、タービンロータのラジアル面が旋回流発生手段に面する複数のタービン動翼を備えることにより達成される。

【0011】

【作用】本発明の密閉サイクル動力システムにおいて、水素燃焼コンバスタに高圧の冷却水を供給して冷却用高圧蒸気を生成して水素酸素燃焼生成物と高圧蒸気からなる蒸気作動流体を生成し、タービンの入口温度を約870℃に下げて第1膨張タービンを駆動し、第1タービンの排熱により排熱回収蒸発器で低沸点有機混合溶媒を蒸発させて有機作動流体を生成し、これにより第2膨張タービンを駆動し、第2膨張タービンの排気を凝縮液化して液相の有機混合溶媒を高圧ポンプで再生冷却器を介して排熱回収蒸発器に循環し、第1膨張タービンの排気を再生冷却器により凝縮して給水を生成し、これを高圧ポンプで高圧給水としてコンバスタに循環することにより、系外への熱量の放出を少なくし、タービンの冷却を不要にしてシステムの熱効率を飛躍的に向上させたものである。

【0012】

【実施例】以下、本発明について図面を用いて詳細に説明する。図1には本発明の望ましい実施例の密閉サイクル動力システム10が示されている。密閉サイクル動力

システム10は第1、第2水素燃焼コンバスター12、14と、第1、第2タービン16、18と、再熱器20と、排熱回収蒸発器22とを備える。

【0013】図2において、第1水素燃焼コンバスター12は排熱回収蒸発器22に接続されて冷却蒸気が供給されるインレット12aと、第1タービン16に接続されたアウトレット12bと、冷却蒸気導入室23と、燃焼室24と、冷却蒸気導入室23と燃焼室24との間に配置された高圧蒸気発生室26と、混合室28とを備える。混合室28内には水素供給管29と、その周囲に配置された酸素供給管30とが延びていて、それぞれスワーラー29a、30aを介して燃焼室24に水素と酸素を理論当量比で供給する。高圧蒸気発生室26は冷却蒸気導入室23から燃焼室24に冷却蒸気を導入するための複数の通路31と、高圧蒸気発生室26の上流側に開口している複数のスプレーノズル32とを備える。スプレーノズル32は後述の高圧ポンプに接続される。インレット12aから冷却蒸気導入室23に流入した冷却蒸気は蒸気発生室26に流入する。このとき、蒸気発生室26の内壁26aは燃焼室24の1600°～1700°Cの燃焼生成物により加熱されて、スプレーノズル32から噴霧された高圧給水の水滴を蒸発させて冷却用高圧蒸気を生成する。蒸気発生室26内で高圧蒸気はインレット12aから導入された冷却蒸気と混合されて混合蒸気Aとして混合室28の開口部28aから燃焼室24内に噴射される。混合蒸気Aはスワーラー29a、30aの外周から燃焼室24に流入し、混合蒸気Aと、冷却蒸気Bおよび燃焼生成物は混合して300～400barで約870°Cの高圧蒸気からなる第1蒸気作動流体Cが生成される。

【0014】図1に戻って、第1コンバスター12のアウトレット12bから第1蒸気作動流体Cが第1膨張タービン16に供給され、第1膨張タービン16は蒸気作動流体を膨張させながら駆動される。第1膨張タービン16の排気である膨張蒸気は、550°C、45barで再熱器20に送られ、ここで後述の如く熱交換されて420°C、45barで第2コンバスター14に送られる。第2コンバスター14は図2の第1コンバスター12と同一構造のものである。第1コンバスター12と同様に、第2コンバスター14には第1膨張タービン16の膨張蒸気と、高圧給水34と水素および酸素が供給され、水素および酸素の燃焼生成物と冷却用高圧蒸気からなる第2蒸気作動流体を870°C、43barで第2膨張タービン18に供給する。第2膨張タービン18は第2蒸気作動流体を膨張させ、550°C、1barで膨張蒸気である排気を排熱回収蒸発器22に供給する。第1、第2膨張タービン16、18は後述の如く、共通の出力軸に連結されて、発電機や推進装置等の負荷を駆動する。

【0015】排熱回収蒸発器22は第2タービン18の排熱エネルギーを利用して高圧給水および低沸点有機混

合溶媒からそれぞれ400°C、300barの冷却蒸気22aと280°C、500barの有機作動流体22bとを生成する。排熱回収蒸発器22内で第2膨張タービン18の膨張蒸気の熱の一部は昇圧ポンプ35から圧送された高圧給水と、昇圧ポンプ39から圧送された低沸点有機混合溶媒とに伝達される。この熱伝達によって第2膨張タービン18の膨張蒸気が約110°Cまで冷却される。その後、膨張蒸気は再生冷却器37で85°C、1barに冷却される。再生冷却器37には昇圧ポンプ39を介して約45°Cの有機混合溶媒が加圧下で供給される。冷却蒸気22aは第1コンバスター12のインレット12aに供給され、有機作動流体22bは第3膨張タービン36に供給される。有機作動流体は第3膨張タービン36で膨張しながら負荷を駆動し、第3膨張タービン36の膨張蒸気は250°C、50barで再熱器20により加熱され、350°C、48barで第4膨張タービン38に供給される。第4膨張タービン38は望ましくは第3膨張タービン36に連結されて同一負荷を駆動する。大型機においては、タービン16、18の出力軸とタービン36、38の出力軸とを互いに連結しても良い。第4タービン38の膨張蒸気は180°C、1barで再生器40を経て凝縮器42に給送され、そこで25～35°Cの冷却水42aで凝縮液化されて液相の有機混合溶媒が生成される。この有機混合溶媒は昇圧ポンプ39で加圧されて再生冷却器37において膨張蒸気と熱交換された後、排熱回収蒸発器22に給送される。このようにして、再生冷却器37で生成された給水は給水ポンプ44により昇圧ポンプ35および昇圧ポンプ46に給送される。

【0016】低沸点の有機混合溶媒は75～95重量%のメチルアルコールと5～25重量%のアンモニアからなり、好ましくは、12重量%のアンモニアを混合したメチルアルコールが望ましい。この有機混合溶媒は約50°Cの沸点を有し、低温の250°C、280°Cおよび300°Cでそれぞれ260bar、500barおよび800barの高圧力となり、50°Cの低温で液相となるため、本発明の動力システムにおいて最適と考えられる。

【0017】図1において、昇圧ポンプ46の高圧給水は再生器40で第4タービンの180°C、1barの膨張蒸気によって約125°Cまで予熱されて第1、第2コンバスター12、14に給送されて冷却用に利用される。給水ポンプ44の給水の一部は流量制御弁47で流量が制御されてコンバータ48に給送され、そこでDC電源に接続された電解装置からなるコンバータ48で電気分解されて、水素H₂と酸素O₂を発生する。前述したように、水素と酸素は第1、第2コンバスター12、14に供給される。電解装置は米国特許第5,177,952号で引用された米国特許第4,950,371号、同第4,729,932号および同第4,657,829号

で開示された電解法または米国特許第5, 513, 600号に開示された電解セルを利用したもので良い。また、電解装置としては1998年8月28日の日経産業新聞で公開されたNEDO（新エネルギー・産業技術総合開発機構）に参加している富士電機総合研究所の山口幹昌、主任研究員による高効率電解装置も利用可である。この装置は1アンペアの電流で1分間に181の水素を生成できるため、有望である。コンバータ48と第1、第2コンバスタ12、14との間には米国特許第5, 177, 952号に示されているように背圧レギュレータやソレノイド・アイソレータ弁あるいはH₂タンク、O₂タンク等を設けても良い。

【0018】上記構成において、第2膨張タービン18の排熱エネルギーは有効に回収されて低沸点有機溶媒からなる有機作動流体を生成し、これにより第3、第4膨張タービン36、38を駆動し、第4膨張タービン38の膨張蒸気を再生器40で冷却した後に凝縮器42に給送し、液相の有機混合溶媒と排熱回収蒸発器22の膨張蒸気とを熱交換して給水を生成するようにしたため、系外へ放出する熱量を少なくして動力システムの熱効率を著しく改善することができる。さらに、第1、第2コンバータ12、14には高圧給水が供給されて水素と酸素との高温燃焼生成物を適温の870℃前後まで冷却するとともに混合蒸気からなる高圧の作動流体を生成させるため、第1、第2膨張タービン16、18内の冷却構造を不要として、全体システムの小型軽量化ならびに低コスト化が可能となる。

【0019】図3は図1の第1および第2タービン16、18の一例を示す。図3において、第1および第2タービン16、18はハイブリッドタービン構造70を有するものとして示されている。ハイブリッドタービン70はタービンハウジング72を備える。タービンハウジング72は第2タービン18の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換する作動流体噴射ノズル74、74'、第1タービン16の作動流体噴射ノズル76、76'を備える。タービンハウジング72は、さらに、第2タービン18のステータ84、84'、第1タービン16のステータ86、86'を備え、ステータ84'、86'は共通の固定ディスク80に一体的に形成されたものとして図示されているが分離しても良い。

【0020】図3において、ステータ84はエンドプレートとしての機能も備え、ペアリング88を介して出力軸50を支持している。実際の製作においてステータ84はエンドプレートから独立して構成しても良い。図3、4に示すように、ステータ84は作動流体噴射ノズル74と連通する第1および第2環状通路94、96と、中央排気口98とを備える。第1および第2環状通路94、96はステータ84のラジアル面に形成され、旋回ジェット流発生手段100として機能する。第1環状通路94は連絡部94aを経て第2環状通路96と連

通し、第2環状通路96は連絡部96aを経て中央排気口98と連通する。噴射ノズル74内で高圧の作動流体は高速の旋回ジェット流D（図4参照）として旋回ジェット流発生手段100内を高速で通過して中央排気口98から排出される。図3、4において、第1および第2環状通路94、96内には複数の案内翼102が形成され、その先端部は旋回流の一部を周期的に軸方向に偏向させるように放射方向に配置されている。図3に戻つて、第1ステータ84は中央排気口98と連通する排気路104を備える。排気路104はアウトレット18aに接続され、第2膨張タービン18の膨張蒸気は排熱回収蒸発器22へ給送される。

【0021】図3において、ステータ84'はステータ84と同様に噴射ノズル74'と連通する旋回ジェット流発生手段100'をラジアル面に備える。旋回ジェット流発生手段100'は第1および第2環状通路91、96'と、これらの中に形成された複数の案内翼102'、中央開口部80aとを備える。第2環状通路96'の端部は中央開口部80aに連通するように形成される。

【0022】第1膨張タービン16のステータ86、86'はそれぞれ噴射ノズル76、76'と連通する旋回ジェット流発生手段106、106'を備える。旋回ジェット流発生手段106はステータ86のラジアル面に互いに連通するように形成された第1および第2環状通路108、110と、これらの中に形成された複数の案内翼112と、中央排気口114とを備える。ステータ86はフレームまたはエンドプレート116により、タービンハウジング72に固定され、ステータ86とフレーム116との間にはペアリングサポート118がサンドイッチされている。ペアリングサポート118はペアリング120を介して出力軸50の端部を支持するとともに、排気路122と連通するアウトレット16aを支持している。排気路122はステータ86の排気路124を介して中央開口部114と連通していて、旋回ジェット流発生手段106、106'から吐出された膨張蒸気をアウトレット16aから再熱器20へ給送する。ステータ86'の旋回ジェット流発生手段106'はステータ86と同様に第1および第2環状通路108'、110'と、これらの中に形成された複数の案内翼112'と中央開口部80bとを備える。

【0023】固定ディスク80の中央開口部80a、80bの中間部には出力軸50に固定されたスリーブ50aの外周に形成されたラビリンスパッキン50bからなるシール手段が配置されていて、第1および第2タービン16、18を互いに流体力学的に分離している。しかし、シール手段はその他のシール構造から構成しても良い。

【0024】図3において、第1ステータ74、74'の間には第2タービン18のタービンロータ126が配

置され、第2ステータ76、76'の間には第1ターピン16のターピンロータ128が配置され、ターピンロータ126、128は出力軸50に固定される。ターピンロータ126、128の両ラジアル面はそれぞれ第1ステータ74、74'のラジアル面および第2ステータ76、76'のラジアル面に対向するようにターピンハウジング72内で配置される。

【0025】図3、図5において、ターピンロータ126はハブ127を介して出力軸50に固定支持された回転ディスクからなる。ターピンロータ126の両ラジアル面には第1、第2環状案内溝130、132が形成され、その中に、それぞれ複数のターピン動翼134、136が形成されている。ターピン動翼134、136の頂部は放射状に配列される。第1、第2環状案内溝130、132はそれぞれ対面するステータ74の第1、第2環状通路94、96と同一軌道上に形成されている。ターピンロータ126は、さらに、中心部に軸流ファンブレード140と、複数の連通口142とを備える。同様に、ステータ74'に対向するターピンロータ126のラジアル面は第1、第2環状案内溝130'、132'と、これらの中に形成された複数のターピン動翼134'、136'とを備える。ステータ76'に対向するターピンロータ128のラジアル面は第1、第2環状案内溝150、152と、複数のターピン動翼154、156とを備える。ステータ76'に対向するターピンロータ128のラジアル面は第1、第2環状案内溝150'、152'と、複数のターピン動翼154'、156'とを備える。ターピンロータ128は軸流ファン157を有するハブ158を介して出力軸50に固定され、中心部に複数の連通口160を備える。

【0026】図3～図6において、噴射ノズル74に流入した作動流体の高速流D1はステータ84の第1環状通路94を旋回流となって流れ、連絡部94aを経て第2環状通路96に流入する。第2環状通路96の連絡部96aを経て旋回流は中央排気口98、排気路104およびアウトレット18aを経て排熱回収蒸発器22に供給される。上記工程において、図6に示されるように、高速ジェット流D1はステータ84の案内翼102によって偏向流D2となってターピン動翼134に衝突してターピンロータ126を矢印E方向に移動させる。ターピン動翼134に衝突した旋回流はターピン動翼の曲面壁によって方向が変えられ、偏向流D3となり、この偏向流D3はステータ84の案内翼102により再びターピン動翼134の方向に案内される。このように噴射ノズル74から第1環状通路94および第2環状通路96を通過する旋回ジェット流は案内翼102およびターピン動翼134、136で流れ方向が偏向されながらターピン動翼134、136に直接衝突して回転エネルギーを与える。図6(a)および図6(b)はステータ84に対するターピンロータ126のそれぞれ異なる相対位

置関係を示す。図3において、ターピンロータ126の両側のラジアル面の複数のターピン動翼134、136、134'、136'には複数の旋回流が同時に衝突するため、ターピンロータ126には大きな回転力が与えられる。第1ステータ74、74'の第2環状通路96、96'の旋回ジェット流はそれぞれ中央開口部80aおよび中央排気口98に流入する。一方、第1ターピン16の噴射ノズル76、76'に流入した第1作動流体は第2ステータ86、86'の旋回ジェット流発生手段106、106'にて高速の旋回ジェット流となって通過し、ターピンロータ128に対してターピンロータ126と同一方向に回転力を与える。膨張蒸気は中央開口部80b、中央排気口114ならびに排気路122、124を経てアウトレット16aから再熱器20(図1参照)に送られる。

【0027】図7、図8は図4、図5のステータおよびターピンロータの変形例を示し、図7、図8と同一部品については同一符号を用い、類似部品については同一符号にダブル・アポストロフィを用いる。図7において、ステータ74"はそのラジアル面に外周から中心部へ延びるように形成されたスパイラル旋回流通路160、162からなる旋回ジェット流発生手段100"を備える。スパイラル旋回流通路160、162はステータ74"の外周近辺で作動流体噴射ノズル74と連通して高速の作動流体D1"を導入する。スパイラル旋回流通路160、162内で作動流体D1"はそれぞれ高速のスパイラル旋回ジェット流となって流れ、ターピンロータへ回転エネルギーを与えた後、中央排気口98を経て、前述したような次工程に給送される。図8において、ターピンロータ126"はラジアル面に外周から中心部へ延びるように、しかも、ステータ74"のスパイラル旋回流通路160、162とそれぞれ同一軌道上に形成されたスパイラル案内溝164、165を備えた回転ディスクからなる。スパイラル案内溝164、165にはそれぞれ複数のターピン動翼166、168が放射状に延びるように形成される。スパイラル案内溝164、165の中心部は複数の連通口142"と軸流ファンブレード14"を備える。ターピンロータ126"はハブ127"を介して出力軸50に圧入その他適当な手段で固定支持される。

【0028】図7、図8のステータ74"およびターピンロータ126"は図3に示されるようにターピンハウジング72内に互いに対面するように配置される。この変形例において、ステータ74"のスパイラル旋回流発生手段100"はそのラジアル面に複数の高速スパイラル旋回ジェット流を発生させる。このとき、スパイラル旋回ジェット流の一部はターピンロータ126"の複数のターピン動翼166、168に同時に衝突してターピンロータ126"を回転させる。このとき、スパイラル旋回流D1"の遠心力により、スパイラル旋回流通路1

60、162の旋回流の一部は周方向に高速で飛び出して、対面するタービンロータ126"の案内溝164、165にガイドされて放射状のタービン動翼166、168に衝突する。タービンロータ126"のスパイラル案内溝164、165の位相はステータ74"のスパイラル旋回流通路160、162に対して変化し、1回転毎に位相が一致する。タービンロータ126"の回転時に多数のタービン動翼166、168にステータ74"のスパイラル旋回流通路160、162から飛び出した高速の作動流体が同時に回転方向に衝突するため、タービンロータ126"は低速高トルクで駆動される。

【0029】図9は本発明の望ましい他の実施例による密閉サイクル動力システム10'の系統図を示し、図1と同一部品については同一符号を使用する。動力システム10'は蒸気作動流体Cを生成するためのコンバスタ12'と、蒸気作動流体により駆動される膨張タービン16と、有機作動流体を発生する排熱回収蒸気発生器22と、有機作動流体により駆動される膨張タービン36と、再生冷却器37と、昇圧ポンプ39と、再生器40と、凝縮器42と、昇圧ポンプ35と、昇圧ポンプ46と、流量制御弁47と、切換弁200と、第1、第2触媒コンバータ202、204と、火炎防止器206とを備える。動力システム10'の基本原理は図1の動力システム10と同一であるため、詳細な説明を省略する。

【0030】触媒コンバータ162は、たとえば、米国特許第4,182,748号、同第4,287,169号、同第4,289,744号、同第4,306,906号、同第4,308,248号および同第4,324,777号に開示された分解用触媒合金からなる固形状ボールまたはペレット202aからなり、多数のペレット202aはケース202cに収納される。ケース202cには流量制御弁47を通過した給水が切換弁200を介して供給され、ケース内の多数のペレット202aと給水が接触反応して水素と酸素とを発生する。水素と酸素は吹出口202bから火炎防止器206を経てコンバスタ12'に供給される。コンバスタ12'は水素供給パイプと酸素供給パイプとが一体化されて火炎防止器206に接続される。火炎防止器206は金属繊維その他公知のものから構成される。なお、第1触媒コンバータ202の性能が一定値以下に低下したときは、切換弁200を操作して給水を第2触媒コンバータ204に切換えるようにする。このような切換により、密閉サイクル動力システム10'の連続運転が可能である。

【0031】図9において、膨張タービン16および膨張タービン36はそれぞれ図4、図7に示すようにラジアル面に旋回ジェット流発生手段を備えたステータと、図5、図8に示すようにラジアル面に放射方向に延びる多数のタービン動翼を備えたタービンロータから構成しても良い。タービン16およびタービン36は図3に示すようにハイブリッド構造にても良く、あるいは、そ

れぞれ別々のタービンハウジング内に独立して構成しても良い。独立したタービンの出力軸を互いに連結しても良い。

【0032】

【発明の効果】以上説明したように、本発明の密閉サイクル動力システムにおいて、第1膨張タービンの入口温度を下げるによりタービンの冷却構造を不要とし、第1膨張タービンの排気熱を利用して有機作動流体を生成してこれにより第2膨張タービンを駆動し、第2膨張タービンの凝縮液と第1膨張タービンの排気とを熱交換させながら給水を生成し、給水を加圧して高圧給水としてコンバスタに供給して第1膨張タービンを駆動するための蒸気作動流体を生成することにより、系外への熱量の放出を少なくて熱効率を上げ、小型軽量化およびコスト化を図るようにしたものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による望ましい実施例の密閉サイクル動力システムの系統図である。

【図2】図1のコンバスタの1例を示す図である。

【図3】図1の第1および第2タービンを組み込んだハイブリッドタービンの1例を示す断面図である。

【図4】図3のIV-IV線より見たステータの平面図である。

【図5】図3のV-V線より見たタービンロータの平面図である。

【図6(a)】および

【図6(b)】図3のステータとタービンロータとの相対位置関係を示す図である。

【図7】図4のステータの変形例を示す図である。

【図8】図5のタービンロータの変形例を示す図である。

【図9】本発明による他の望ましい実施例の密閉サイクル動力システムの系統図である。

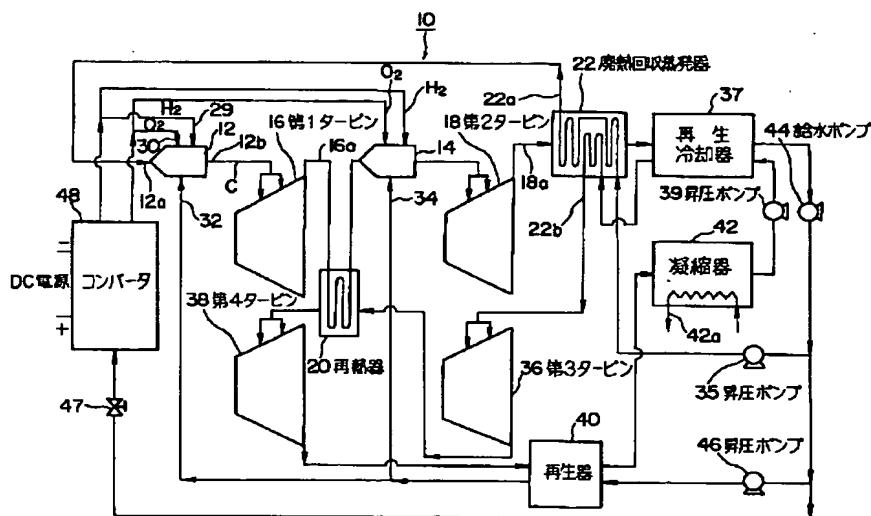
【符号の説明】

10	密閉サイクル動力システム	48	コンバータ
12	第1コンバスタ	50	出力軸
14	第2コンバスタ	70	ハイブリッドタービン
16	第1タービン	72	タービンハウジング
18	第2タービン	74、74'	
20	再熱器	76、76'	
22	排熱回収蒸気発器	84、84'	
23	冷却蒸気導入室	86、86'	
24	燃焼室	94	第1環

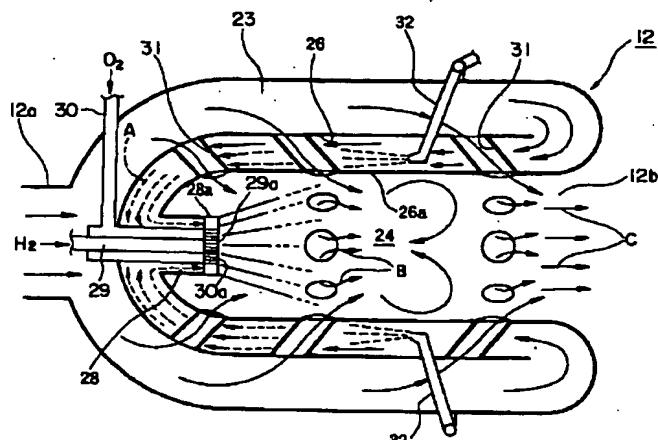
状旋回通路
2 6 高圧蒸気発生室
状旋回通路
2 8 混合室
発生手段
2 9 水素供給管
発生手段
3 0 酸素供給管
3 5 昇圧ポンプ
一ビンロータ
3 6 第3タービン
一ビンロータ
3 7 再生冷却器
状案内溝
3 8 第4タービン
状案内溝

3 9	昇圧ポンプ ン動翼	1 3 4	タービ
4 0	再生器	1 6 0	第 1 ス
	パイラル旋回通路		
4 2	凝縮器	1 6 2	第 2 ス
	パイラル旋回通路		
4 4	給水ポンプ	1 6 4	第 1 ス
	パイラル案内溝		
4 6	昇圧ポンプ パイラル案内溝	1 6 5	第 2 ス
10			
4 7	流量制御弁 ン動翼	1 6 6	タービ
	2 0 0 切換弁		
	2 0 2 第 1 コンバータ		
	2 0 4 第 2 コンバータ		
	2 0 6 火炎防止器		

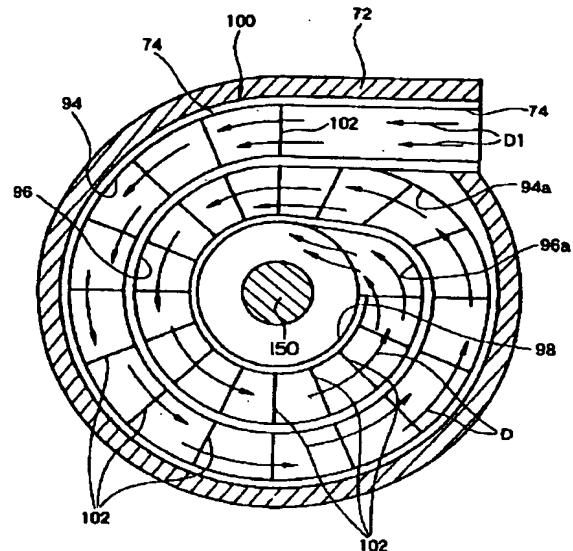
[図 1]



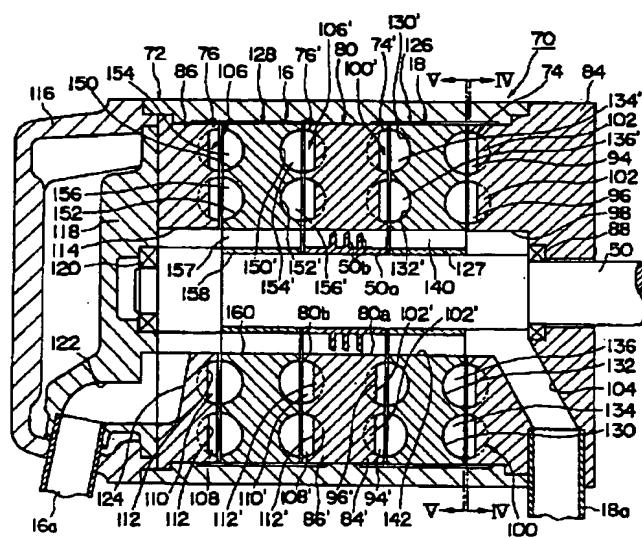
[图 2]



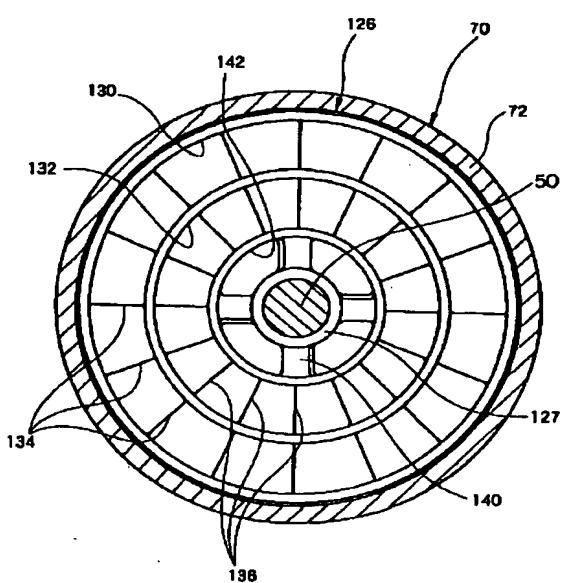
【四】



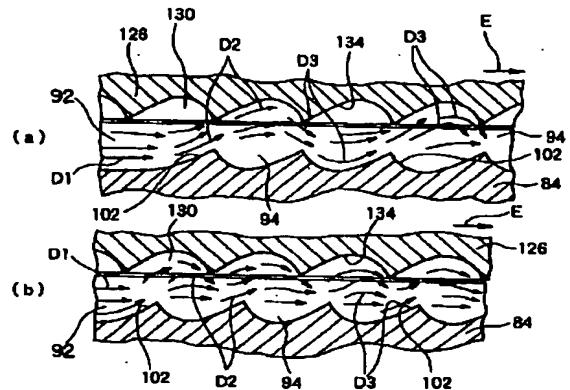
【四】 3】



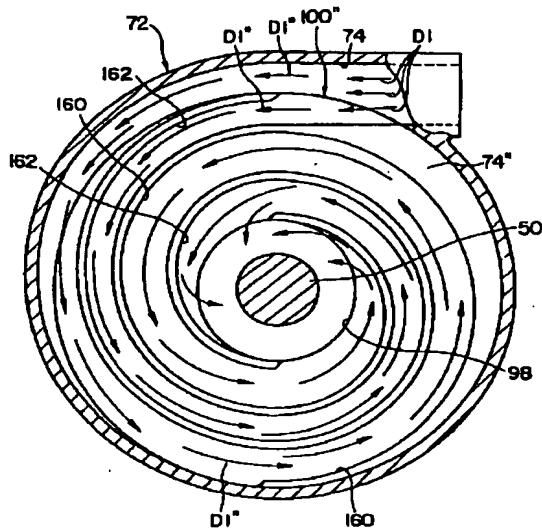
[図 5]



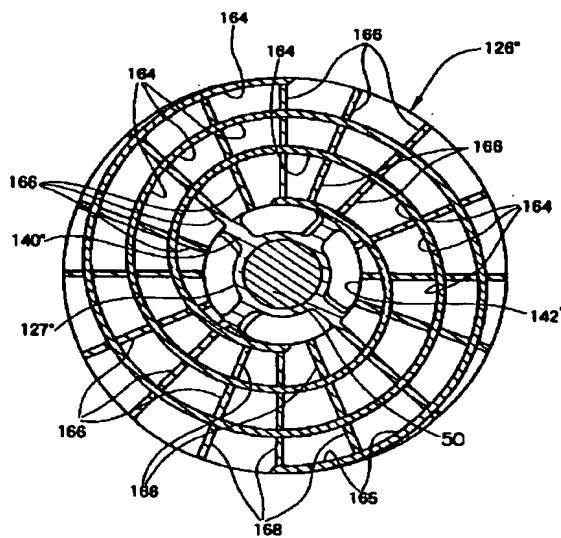
【圖 6】



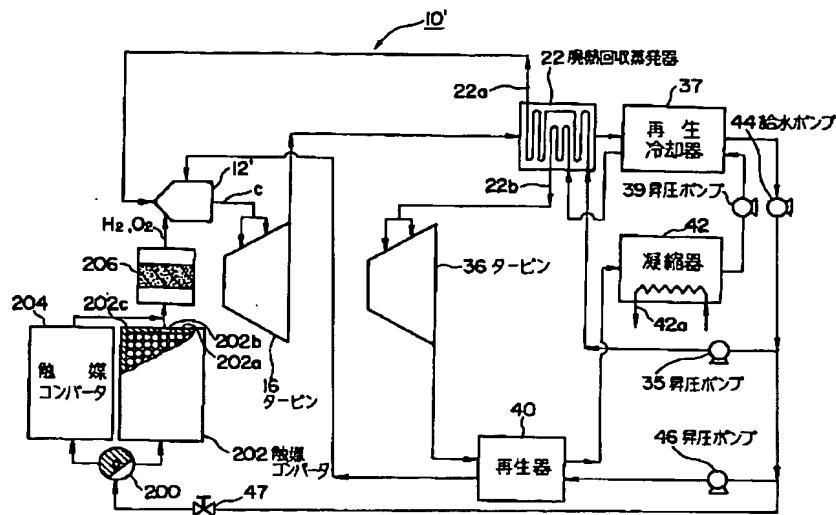
[図7]



【四 8】



【図 9】



フロントページの続き

(51) Int.C1. ⁷	識別記号	F I	テーマコード ⁸ (参考)
F O 1 K 21/04		F O 1 K 21/04	A
25/00		25/00	B
25/10		25/10	D
F O 2 C 3/22		F O 2 C 3/22	
3/30		3/30	B
6/18		6/18	A
			Z